

## Method of operating gas turbine group with reheat combustor

Patent Number: [US5454220](#)

Publication date: 1995-10-03

Inventor(s): ALTHAUS ROLF (CH); FARKAS FRANZ (CH); GRAF PETER (DE); HAEUSERMANN FREDY (CH); KREIS ERHARD (CH)

Applicant(s): ABB MANAGEMENT AG (CH)

Requested Patent: [EP0620362, B1](#)

Application

Number: US19940212850 19940315

Priority Number(s): CH19930001079 19930408

IPC Classification: F02C3/14; F02C7/264

EC Classification: F02C6/00B; F23R3/28

Equivalents: CA2119519, [CH687269](#), CZ9400803, DE59407785D, JP3219930B2, [JP6323160](#), [RU2137935](#)

---

### Abstract

---

In a gas turbine group which consists essentially of a compressor (2), a first combustion chamber (3), a first turbine (4), a second combustion chamber (5) and a second turbine (6), the first combustion chamber (3) is configured as an annular combustion chamber. This annular combustion chamber (3) is operated by a number of premixing burners (11) which are distributed at the periphery. The first turbine (4) is designed in such a way that its exhaust gases have a temperature level which is above the self-ignition temperature of the fuel (13) used in the second combustion chamber (5). This second combustion chamber (5) consists of a burnerless, annular combustion space in which a number of vortex-generating elements (14) are integrated. The turbomachines, namely compressor (2), first turbine (4) and second turbine (6) are disposed on a rotor shaft (1), this rotor shaft (1) being supported in two bearings (9, 15).

---

Data supplied from the [esp@cenet](mailto:esp@cenet) database - I2



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) Veröffentlichungsnummer: **0 620 362 A1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 94103650.1

(51) Int. Cl.5: **F02C 6/00, F23R 3/28**

(22) Anmelddatum: **10.03.94**

(30) Priorität: **08.04.93 CH 1079/93**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**19.10.94 Patentblatt 94/42**

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**DE FR GB IT NL**

(71) Anmelder: **ABB Management AG**  
**Haselstrasse 16**  
**CH-5401 Baden (CH)**

(72) Erfinder: **Althaus, Rolf, Dr.**  
**Kerbelring 24**

**CH-9230 Flawil (CH)**

Erfinder: **Farkas, Franz**

**Aemtlerstrasse 110**

**CH-8003 Zürich (CH)**

Erfinder: **Graf, Peter**

**Wellhelmerstrasse 8**

**CH-79761 Waldshut-Tiengen 2 (DE)**

Erfinder: **Hausermann, Fredy**

**Boldistrasse 48**

**CH-5415 Rieden bei Nussbaumen (CH)**

Erfinder: **Kreis, Erhard**

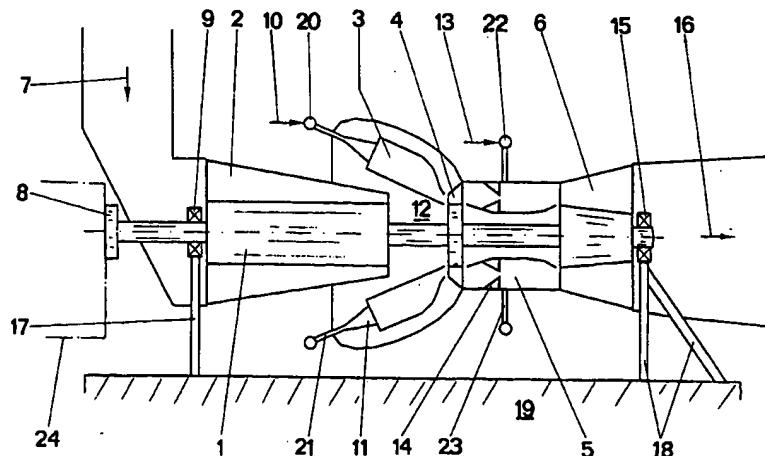
**Schmittengasse 12**

**CH-8112 Oetflingen (CH)**

### (54) Gasturbogruppe.

(57) Bei einer Gasturbogruppe, welche im wesentlichen aus einem Verdichter (2) einer ersten Brennkammer (3), einer ersten Turbine (4), einer zweiten Brennkammer (5) und einer zweiten Turbine (6) besteht, wird die erste Brennkammer (3) als Ringbrennkammer ausgebildet. Diese Ringbrennkammer (3) wird mit einer Anzahl Vormischbrennern (11) betrieben, welche am Umfang verteilt sind. Die erste Turbine (4) ist so ausgelegt, dass deren Abgase ein Temperaturniveau aufweisen, welches oberhalb der

Selbstzündungstemperatur des in der zweiten Brennkammer (5) verwendeten Brennstoffes (13) liegt. Diese zweite Brennkammer (5) besteht aus einem brennerlosen, ringförmigen Brennraum, worin eine Anzahl wirblerzeugende Elemente (14) integriert sind. Die Strömungsmaschinen, nämlich Verdichter (2), erste Turbine (4) und zweite Turbine (6), sind auf einer Rotorwelle (1) disponiert, wobei diese Rotorwelle (1) auf zwei Lagern (9, 15) abgestützt ist.



**EP 0 620 362 A1**

### Technisches Gebiet

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Gasturbogruppe gemäss Oberbegriff des Anspruchs 1. Sie betrifft auch ein Verfahren zum Betreiben einer solchen Gasturbogruppe.

### Stand der Technik

Eine Gasturbogruppe, welche im wesentlichen aus einer Verdichtergruppe, aus einer ersten, stromab der Verdichtergruppe und stromauf einer ersten Turbine gelegenen Brennkammer sowie aus einer zweiten, stromab der ersten Turbine und stromauf einer zweiten Turbine wirkenden Brennkammer besteht, geht beispielsweise aus DE-OS-27 02 440 hervor. Bei dieser Gasturbogruppe sowie bei den bisherig bekanntgewordenen Anlagen ähnlicher Konstellation sind die Brennkammern jeweils als Silobrennkammer ausgebildet. Dabei werden die Verbindungen einer Brennkammer zu den stromauf und stromab gelegenen Strömungsmaschinen, wie die genannte Druckschrift zeigt und beschreibt, anhand von Leitungen hergestellt, bisweilen anhand von Zu- und Abströmungskanälen, welche aus strömungstechnischen und thermischen Aspekten konstruktiv schwer zu handhaben sind. Abgesehen davon, dass die genannten Silobrennkammern, welche sich im allgemeinen rechtwinklig gegenüber der Rotorwelle erheben, die Gebäudengrössen ursächlich beeinflussen, löst der axiale Platzbedarf für die Zu- und Abströmungskanäle zwangsläufig eine Verlängerung der Rotorwelle aus, dergestalt, dass die Strömungsmaschinen dann aus statischen und dynamischen Ueberlegungen auf mindestens drei Lagern gelagert werden müssen, die Rotorwelle durch Kupplungen zwischen den einzelnen Strömungsmaschinen aufgeteilt ist, oder die Strömungsmaschinen mehrwellig miteinander in Wirkverbindung stehen. Insbesondere bei Jet-Gasturbogruppen, wie dies beispielsweise aus DE-OS-34 47 717 hervorgeht, ist man dazu übergegangen, die einzige Brennkammer zwischen Verdichter und Turbine als sogenannte Ringbrennkammer auszubilden, was an sich eine kompaktere Aussenhülle der ganzen Turbogruppe ermöglicht. Soweit diese Technik aber auf Kraftwerksanlagen übertragen wird, entstehen bezüglich statischer und dynamischer Imponderabilien die gleichen, oben erwähnten Probleme.

### Darstellung der Erfindung

Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Der Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, liegt die Aufgabe zugrunde, bei einer Gasturbogruppe der eingangs genannten Art eine Konfiguration vorzuschlagen, bei welcher sämtliche ro-

tierenden Aggregate der Strömungsmaschinen Bestandteile einer einzigen Rotorwelle sind, und bei welcher die Brennkammern bei minimierter axialer und radialer Ausdehnung um die genannte Rotorwelle disponiert sind.

Die wesentlichen Vorteile der Erfindung sind darin zu sehen, dass damit eine wesentliche höhere spezifische Leistung und ein höherer Wirkungsgrad erzielt werden kann.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Erfindung ist darin zu sehen, dass der Wirkungsgrad im Teillastbetrieb der Anlage höher ausfällt.

Ein weiterer wesentlicher Vorteil der Erfindung betrifft die räumliche Ausdehnung der Maschine, welche durch ihre Kompaktheit besticht.

Des weiteren weist die Erfindung den Vorteil auf, dass eine Erschliessung eines weiteren Entwicklungspotentials für Gasturbinen und Kombianlagen (Gas- und Dampfturbinen-Anlagen) durch erhöhte Austrittstemperaturen möglich wird.

Vorteilhafte und zweckmässige Weiterbildungen der erfundungsgemässen Aufgabenlösung sind in den weiteren abhängigen Ansprüchen gekennzeichnet.

Im folgenden wird anhand der Zeichnung ein Ausführungsbeispiel der Erfindung näher erläutert. Alle für das unmittelbare Verständnis der Erfindung nicht erforderlichen Elemente sind fortgelassen. Die Strömungsrichtung der Medien ist mit Pfeilen angegeben.

### Kurze Beschreibung der Zeichnung

Die einzige Figur zeigt einen Querschnitt durch eine Gasturbogruppe.

### Wege zur Ausführung der Erfindung, gewerbliche Anwendbarkeit

Die Fig. 1 zeigt eine Gasturbogruppe. Die nicht ersichtliche Bereitstellung des zum Betrieb der verschiedenen Brennkammern oder Wärmeerzeuger notwendigen Brennstoffes kann beispielsweise durch eine mit der Gasturbogruppe zusammenwirkende Kohlevergasung bewerkstelligt werden. Selbstverständlich ist es auch möglich, den zum Einsatz gelangenden Brennstoff aus einem Primärnetz zu beziehen. Wird die Versorgung eines gasförmigen Brennstoffes zum Betrieb der Gasturbogruppe über eine Pipeline bereitgestellt, so kann das Potential aus der Druck- und/oder Temperaturdifferenz zwischen Primärnetz und Verbrauchernetz für die Belange der Gasturbogruppe, oder allgemein der Schaltung, rekuperiert werden. Die vorliegende Gasturbogruppe kann ohne weiteres mit einem nachgeschalteten, nicht ersichtlichen Dampfkreislauf zu einer sogenannte Kombianlage erweitert werden. Die Gasturbogruppe als autonome Ein-

heit besteht aus einem Verdichter 2, einer dem Verdichter nachgeschalteten ersten Brennkammer 3, einer dieser Brennkammer 3 nachgeschalteten ersten Turbine 4, einer dieser Turbine 4 nachgeschalteten zweiten Brennkammer 5 und einer dieser Brennkammer 5 nachgeschalteten zweiten Turbine 6. Die genannten Strömungsmaschinen 2, 4, 6 weisen eine einheitliche Rotorwelle 1 auf. Diese Rotorwelle 1 selbst ist auf zwei Lagern 9, 15 gelagert, welche kopfseitig des Verdichters 2 und stromab der zweiten Turbine 6 plaziert sind. Die Lager 9, 15 fussen auf im Fundament 19 eingebundenen Ankern 17, 18. Die Verdichterstufe kann je nach Betreibungsauslegung, beispielsweise um die spezifische Leistung zu erhöhen, in zwei nicht gezeigte Teilverdichter unterteilt werden. Bei einer solchen Konstellation wird dann stromab des ersten Verdichters und stromauf des zweiten Verdichters ein Zwischenkühler geschaltet, in welchem die teilverdichtete Luft zwischengekühlt wird. Die in diesem ebenfalls nicht gezeigten Zwischenkühlern aus der vorgenannten Zwischenkühlung anfallende Wärme wird optimal, also nutzbringend, in den Prozess der jeweiligen Kraftwerksanlage rückgeführt. Die angesaugte Luft 7 strömt nach deren Verdichtung in ein Gehäuse 12, das in sich den Verdichteraustritt und die erste Turbine 4 einschliesst. Im Gehäuse 12 ist die erste Brennkammer 3 unterbracht, welche als zusammenhängende Ringbrennkammer ausgebildet ist. Selbsterklärend kann die verdichtete Luft zur ersten Brennkammer 3 aus einer nicht gezeigten Luftspeicheranlage beigestellt werden. Die Ringbrennkammer 3 weist kopfseitig, auf den Umfang verteilt, eine Anzahl von Brennern 11 auf, welche die Heissgaserzeugung aufrechterhalten. An sich können hier Diffusionsbrenner zum Einsatz gelangen. Im Sinne einer Reduzierung der Schadstoff-Emissionen aus dieser Verbrennung, insbesondere was die NOx-Emissionen betrifft, ist es vorteilhaft, eine Anordnung von Vormischbrennern gemäss EP-PS-0 321 809 vorzusehen, wobei der Erfindungsgegenstand aus der genannten Druckschrift integrirender Bestandteil dieser Beschreibung ist, darüber hinaus auch die dort beschriebene Art der Brennstoffzuführung, die in der vorliegenden Figur mit den anhand einer Ringleitung 20 miteinander verbundenen Brennstoffflanzen 21 ver-sinnbildlicht wird. Was die Anordnung der Vormischbrenner in Umfangsrichtung der Ringbrennkammer 3 anbelangt, so kann eine solche bei Bedarf von der üblichen Konfiguration gleicher Brenner abweichen, und stattdessen können unterschiedlich grosse Vormischbrenner zum Einsatz kommen. Dies geschieht vorzugsweise so, dass jeweils zwischen zwei grossen Vormischbrennern ein kleiner Vormischbrenner gleicher Konfiguration disponiert ist. Die grossen Vormischbrenner, welche die Funktion von Hauptbrennern zu erfüllen

haben, stehen zu den kleinen Vormischbrennern, welche die Pilotbrenner dieser Brennkammer sind, bezüglich der sie durchströmenden Brennerluft, also der verdichtenen Luft aus dem Verdichter 2, in einem Größenverhältnis, das fallweise festgelegt wird. Im gesamten Lastbereich der Brennkammer arbeiten die Pilotbrenner als selbstdämmige Vormischbrenner, wobei die Luftzahl fast konstant bleibt. Die Zu- oder Abschaltung der Hauptbrenner erfolgt nach bestimmten anlagenpezifischen Vorgaben. Weil die Pilotbrenner im ganzen Lastbereich bei idealem Gemisch gefahren werden können, sind die NOx-Emissionen auch bei Teillast sehr gering. Bei einer solchen Konstellation kommen die umlaufenden Stromlinien im Frontbereich der Ringbrennkammer 3 sehr nahe an die Wirbelzentren der Pilotbrenner heran, so dass eine Zündung an sich nur mit diesen Pilotbrennern möglich ist. Beim Hochfahren wird die Brennstoffmenge, die über die Pilotbrenner zugetragen wird, soweit gesteigert, bis die Pilotbrenner angesteuert sind, d.h. bis die volle Brennstoffmenge zur Verfügung steht. Die Konfiguration wird so gewählt, dass dieser Punkt der jeweiligen Lastabwurfbedingungen der Gasturbogruppe entspricht. Die weitere Leistungssteigerung erfolgt dann über die Hauptbrenner. Bei der Spitzenlast der Gasturbogruppe sind sonach auch die Hauptbrenner voll angesteuert. Weil die durch die Pilotbrenner initiierte Konfiguration "kleiner" heissen Wirbelzentren zwischen den von den Hauptbrennern stammenden "grossen" kühleren Wirbelzentren extrem instabil ausfällt, wird auch bei mager betriebenen Hauptbrennern im Teillastbereich ein sehr guter Ausbrand mit zusätzlich zu den NOx-Emissionen niedrigen CO- und UHC-Emissionen erreicht, d.h. die heissen Wirbel der Pilotbrenner dringen sofort in die kleinen Wirbel der Hauptbrenner ein. Selbsterklärend kann die Ringbrennkammer 3 aus einer Anzahl einzelner rohrförmiger Brennräume bestehen, welche ebenfalls schrägringförmig, bisweilen auch schraubenförmig, um die Rotorachse angeordnet sind. Diese Ringbrennkammer 3, unabhängig von ihrer Auslegung, wird und kann geometrisch so angeordnet werden, dass sie auf die Rotorlänge praktisch keinen Einfluss ausübt. Auf die daraus resultierenden Vorteile aus einer solchen Disposition, die recht gut aus der Figur hervorgeht, wird weiter unten näher eingegangen. Die Heissgase aus dieser Ringbrennkammer 3 beaufschlagen die unmittelbar nachgeschaltete erste Turbine 4, deren kalorisch entspannende Wirkung auf die Heissgase bewusst minimal gehalten wird, d.h. diese Turbine 4 wird demnach aus nicht mehr als zwei Laufschaufelreihen bestehen. Bei einer solchen Turbine 4 wird nötig sein, einen Druckausgleich an den Stirnflächen zwecks Stabilisierung des Axialschubes vorzusehen. Die in Turbine 4 teilentspannten Heissgase, welche unmittelbar

in die zweite Brennkammer 5 strömen, weisen aus dargelegten Gründen eine recht hohe Temperatur auf, vorzugsweise ist sie betriebungsspezifisch so auszulegen, dass sie sicher noch um  $1000^{\circ}\text{C}$  beträgt. Diese zweite Brennkammer 5 hat im wesentlichen die Form eines zusammenhängenden ringförmigen axialen oder quasi-axialen Zylinders. Diese Brennkammer 5 kann selbstverständlich auch aus einer Anzahl axial, quasi-axial oder schraubenförmig angeordneten und in sich abgeschlossenen Brennräumen bestehen. Was die Konfiguration der ringförmigen, aus einem einzigen Brennraum bestehenden Brennkammer 5 betrifft, so sind in Umfangsrichtung dieses ringförmigen Zylinders mehrere Brennstoffflanzen 23 disponiert, welche über eine Ringleitung 22 miteinander verbunden sind. Diese Brennkammer 5 weist keinen Brenner auf: Die Verbrennung des in die aus der Turbine 4 kommenden Abgase eingedüsten Brennstoffes 13 geschieht hier durch Selbstzündung, soweit freilich das Temperaturniveau eine solche Betriebsart zulässt. Ausgehend davon, dass die Brennkammer 5 mit einem gastförmigen Brennstoff, also beispielsweise Erdgas, betrieben wird, muss für eine Selbstzündung eine Temperatur der Abgase aus der Turbine 4 um die  $1000^{\circ}\text{C}$  vorliegen. Demnach, um Selbstzündung eines Erdgases in der Brennkammer 5 sicherzustellen, muss die Austrittstemperatur der Gase aus der Turbine 4 noch sehr hoch sein, wie oben dargelegt um die  $1000^{\circ}\text{C}$ , und dies selbstverständlich auch bei Teillastbetrieb, was auf die Auslegung dieser Turbine 3 eine ursächliche Rolle spielt. Um die Betriebssicherheit und einen hohen Wirkungsgrad bei einer auf Selbstzündung ausgelegten Brennkammer zu gewährleisten, ist es eminent wichtig, dass die Flammenfront ortsmässig stabil bleibt. Zu diesem Zweck werden in dieser Brennkammer 5, vorzugsweise an der Innen- und Außenwand in Umfangsrichtung disponiert, eine Reihe von Elementen 14 vorgesehen, welche in axialer Richtung vorzugsweise stromauf der Brennstoffflanzen 23 plaziert sind. Die Aufgabe dieser Elemente 14 besteht darin, Wirbel zu erzeugen, welche eine Rückströmzone, analog derjenige in den Vormischbrennern 11, induzieren. Da es sich bei dieser Brennkammer 5, aufgrund der axialen Anordnung und der Baulänge, um eine Hochgeschwindigkeitsbrennkammer handelt, deren mittlere Geschwindigkeit grösser ca.  $60 \text{ m/s}$  ist, müssen die wirblerzeugenden Elemente 14 strömungskonform ausgebildet werden. Anströmungsseitig sollen diese vorzugsweise aus einer tetraederförmigen Form mit anströmungsschiefen Flächen bestehen. Die wirblerzeugenden Elemente 14 können entweder an der Außenfläche oder an der Innenfläche der Brennkammer 5 plaziert sein, oder, wie die Figur zeigt, beiderorts wirken. Am dargestellten Beispiel aus der Figur ist das weiteren ersichtlich,

dass die schiefen Flächen zwischen den aussenliegenden und innenliegenden wirblerzeugenden Elementen 14 vorzugsweise spiegelbildlich angeordnet sind, dergestalt, dass der Durchflussquerschnitt der Brennkammer 5 stromab dieses Ortes im Bereich der Eindüsing des Brennstoffes 13 eine wirblerzeugende Erweiterung erfährt. Selbstverständlich können die wirblerzeugenden Elemente 14 auch axial zueinander verschoben sein. Die abströmungsseitige Fläche der wirblerzeugenden Elemente 14 ist im wesentlichen radial ausgebildet, so dass sich ab dort eine Rückströmzone einstellt. Die Selbstzündung in der Brennkammer 5 muss indessen auch in den transienten Lastbereichen sowie im Teillastbereich der Gasturbogruppe gesichert bleiben, d.h. es müssen Hilfsvorkehrungen vorgenommen werden, welche die Selbstzündung in der Brennkammer 5 auch dann sicherstellen, wenn sich eine Flexion der Temperatur der Gase im Bereich der Eindüsing des Brennstoffes 13 einstellen sollte. Um eine sichere Selbstzündung des in die Brennkammer 5 eingedüsten gasförmigen Brennstoffes 13 zu gewährleisten, wird diesem Brennstoff eine kleine Menge eines anderen Brennstoffes mit einer niedrigeren Zündtemperatur beigegeben. Als "Hilfsbrennstoff" eignet sich hier beispielsweise Brennöl sehr gut. Der flüssige Hilfsbrennstoff, entsprechend eingedüst, erfüllt die Aufgabe, sozusagen als Zündschnur zu wirken, und ermöglicht auch dann eine Selbstzündung in der Brennkammer 5, wenn die Abgase aus der ersten Turbine 4 eine Temperatur unterhalb des angestrebten optimalen Niveaus von  $1000^{\circ}\text{C}$  aufweisen sollten. Diese Vorkehrung, Brennöl zur Sicherstellung einer Selbstzündung vorzusehen, erweist sich freilich immer dann als besonders angebracht, wenn die Gasturbogruppe mit reduzierter Last betrieben wird. Diese Vorkehrung trägt des weiteren entscheidend dazu bei, dass die Brennkammer 5 eine minimale axiale Ausdehnung aufweisen kann. Die kurze Baulänge der Brennkammer 5, die Wirkung der wirblerzeugenden Elemente 14 zur Flammestabilisierung sowie die fortwährende Sicherstellung der Selbstzündung sind ursächlich dafür verantwortlich, dass die Verbrennung sehr rasch erfolgt, und die Verweilzeit des Brennstoffes im Bereich der heißen Flammenfront minimal bleibt. Eine unmittelbar verbrennungsspezifisch messbare Wirkung hieraus betrifft die NOx-Emissionen, welche eine Minimierung erfahren, dergestalt, dass sie nunmehr kein Thema mehr bilden. Diese Ausgangslage ermöglicht ferner, den Ort der Verbrennung klar zu definieren, was sich auf eine optimierte Kühlung der Strukturen dieser Brennkammer 5 niederschlägt. Die in der Brennkammer 5 aufbereiteten Heissgase beaufschlagen anschliessend eine nachgeschaltete zweite Turbine 6. Die thermodynamischen Kennwerte der Gasturbogruppe können so

ausgelegt werden, dass die Abgase 16 aus der zweiten Turbine 6 noch soviel kalorisches Potential aufweisen, um damit einen nicht dargestellten Dampfkreislauf optimal zu betreiben, womit die Anlage dann eine Kombianlage wäre. Wie bereits bei der Beschreibung der Ringbrennkammer 3 hingewiesen wurde, ist diese geometrisch so angeordnet, dass sie auf die Rotorlänge praktisch keinen Einfluss ausübt. Des weiteren konnte festgestellt werden, dass die zweite zwischen Abströmungsebene der ersten Turbine 4 und Anströmungsebene der zweiten Turbine 6 verlaufende Brennkammer 5 eine minimale Länge aufweist. Da ferner die Entspannung der Heissgase in der ersten Turbine 4, aus dargelegten Gründen, über wenige Laufschaufelreihen geschieht, lässt sich eine Gasturbogruppe bereitstellen, deren Rotorwelle 1 aufgrund ihrer minimierten Länge bloss auf zwei Lagen 9, 15 abstützbar ist. Demnach sind dieser Lager 9, 15 einerseits stromauf der ersten Strömungsmaschine, also hier des Verdichters 2, und andererseits stromab der letzten Strömungsmaschine, also hier der zweiten Turbine 6, plaziert, womit die Rotorwelle 1 im Bereich der restlichen Aggregate der Gasturbogruppe keiner weiteren Lagerung mehr bedarf. Verdichterseitig weist die Rotorwelle 1 eine Kupplung 8 auf, welche der Leistungsabgabe dient; normalerweise handelt es sich hier um einen Generator 24, der in der Figur nur andeutungsweise gezeigt ist. Es ist zur Steigerung des Wirkungsgrades der Gasturbogruppe von Vorteil, wenn vor der zweiten Brennkammer 5 ein in der Figur nicht ersichtlicher Kleindiffusor vorgesehen wird. Damit liesse sich der Totaldruckverlust im Gesamtsystem vermindern. Es lässt sich anhand der üblichen Diffusorauslegungsdiagramme beweisen, dass sich bereits bei einer minimalen Länge des Diffusors grosse Rückgewinnungsraten des dynamischen Druckes erreichen lassen. Wie oben dargelegt, können die Verdichterstufen mit einer Zwischenkühlung ausgestattet sein. Um bei der Zugrundelegung einer Zwischenkühlung die geometrische Grundkonzeption der Gasturbogruppe, wie sie aus der Figur dargestellt wird, nicht zu alterieren, wird vorgeschlagen, einen in der Figur nicht ersichtlichen Zwischenkühler vorzusehen, der innerhalb des Statorgehäuses und in unmittelbarer Strömungsrichtung der Verdichterstufen plaziert ist. Die Kühlung bei diesem Zwischenkühler geschieht mittelbar oder unmittelbar. Bei unmittelbarer Zwischenkühlung soll dies vorzugsweise durch ein Aggregat geschehen, dessen Betrieb auf Verdunstung des eingedüstens Wassers ausgelegt ist. Somit ergibt sich die Konfiguration, dass übliche Verbindungsleitungen zu einem ausserhalb des Statorgehäuses plazierten Zwischenkühler, und von diesem Zwischenkühler zurück durch das Statorgehäuse zur nächsten Verdichterstufe völlig entfallen. Eine Möglichkeit eines

auf Verdunstung ausgelegten Zwischenkühlers besteht darin, dieselbe geometrische Form vorzusehen, wie sie beim bereits genannten Brenner 11 vorgegeben ist. Bei einem solchen Einsatz besteht die Möglichkeit, die Einbringung der benötigten Wassermenge in den Innenraum des Zwischenkühlers nicht nur durch die kopfseitige Düse vorzusehen, sondern auch, allenfalls, nur über die entlang der tangentialen Eintrittsschlitzte vorhandenen Düsen dieses nun zu einem Zwischenkühler umgewandelten Brenners zu bewerkstelligen. Bei einer Aufteilung der Verdichterstufe, zum Beispiel zwecks Integration einer Zwischenkühlung, kann das kompressoroseitige Lager, soweit statische und/oder dynamische Berechnungen dies verlangen, zwischen den beiden Teilverdichtern angeordnet werden.

#### Bezeichnungsliste

20

- 1 Rotorwelle
- 2 Verdichter
- 3 Brennkammer
- 4 Turbine
- 5 Brennkammer
- 6 Turbine
- 7 Ansaugluft
- 8 Kupplung zur Leistungsabgabe
- 9 Lager
- 10 Brennstoff
- 11 Brenner
- 12 Brennkammer-Gehäuse
- 13 Brennstoff
- 14 Wirbelzeuger
- 15 Lager
- 16 Abgase
- 17 Eingebundener Anker
- 18 Eingebundener Anker
- 19 Fundament
- 20 Ringleitung
- 21 Brennstoffflanze
- 22 Ringleitung
- 23 Brennstoffflanze
- 24 Generator

45

#### Patentansprüche

1. Gasturbogruppe, im wesentlichen bestehend aus mindestens einer Verdichtereinheit, einer stromab der Verdichtereinheit wirkenden ersten Brennkammer, einer stromab der ersten Brennkammer wirkenden ersten Turbine, einer stromab der ersten Turbine wirkenden zweiten Brennkammer, einer stromab der zweiten Brennkammer wirkenden zweiten Turbine, dadurch gekennzeichnet, dass die erste Brennkammer eine Ringbrennkammer (3) ist, dass die zweite Brennkammer aus mindestens ei-

nem brennerlosen Brennraum (5) besteht, und dass sich der Brennraum (5) zwischen der Abströmungsebene der ersten Turbine (4) und der Anströmungsebene der zweiten Turbine (6) erstreckt. 5

2. Gasturbogruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Brennraum (5) aus einem zusammenhängenden ringförmigen Kanal besteht. 10

3. Gasturbogruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdichtereinheit aus mindestens einem Verdichter (2) besteht. 15

4. Gasturbogruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Strömungsmaschinen (2, 4, 6) der Gasturbogruppe auf einer gemeinsamen Rotorwelle (1) angeordnet sind. 20

5. Gasturbogruppe nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Rotorwelle (1) auf zwei Lagern (9, 15) abgestützt ist.

6. Gasturbogruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Ringbrennkammer (3) aus einer Anzahl am Umfang angeordneten Einzelbrennräumen besteht. 25

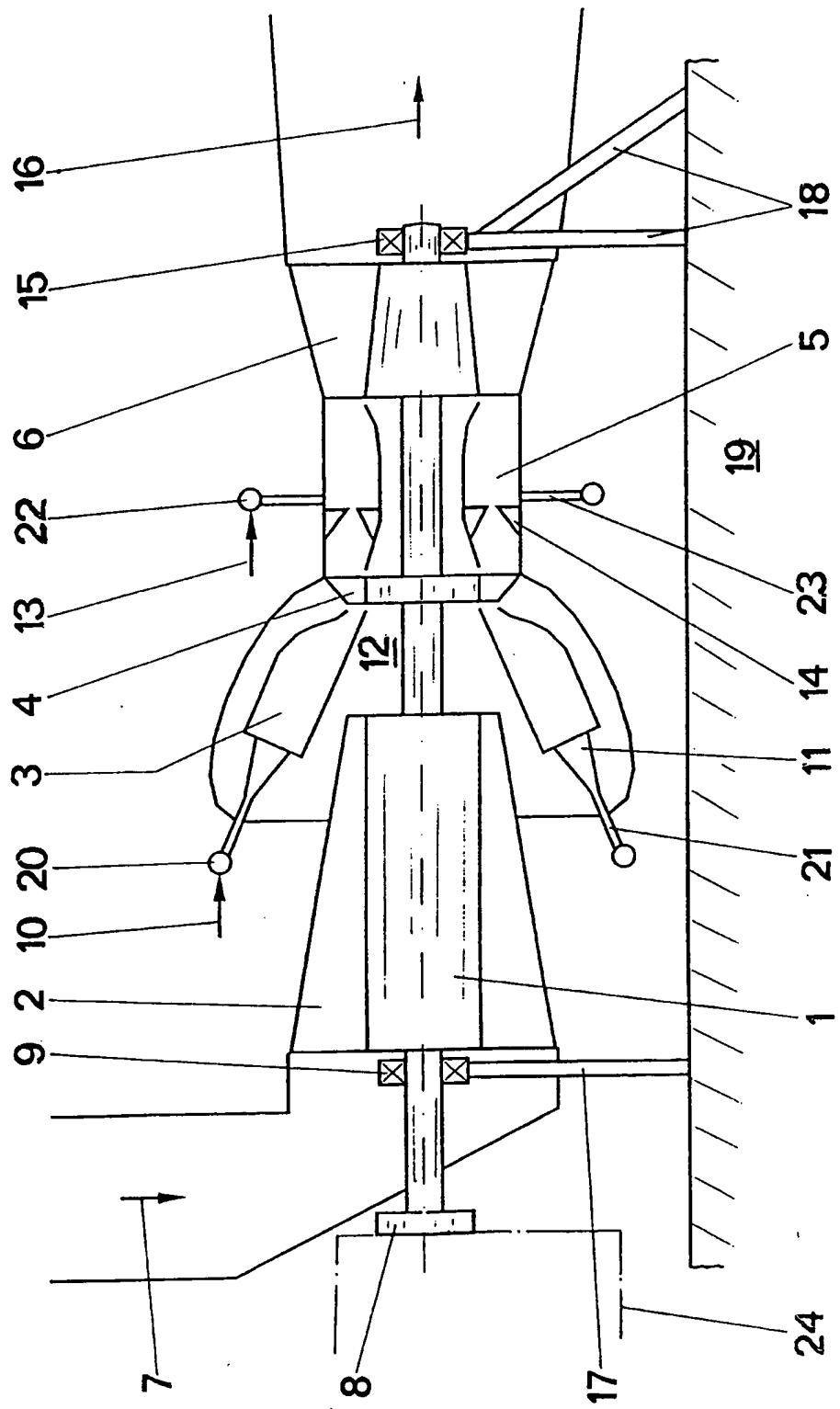
7. Gasturbogruppe nach den Ansprüchen 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Ringbrennkammer (3) mit einer Anzahl Vormischbrennern (11) betreibbar ist. 30

8. Gasturbogruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Brennraum (5) mit wärmeleitenden Elementen (14) bestückt ist. 35

9. Gasturbogruppe nach einem der Ansprüche 1-8, dadurch gekennzeichnet, dass der Gasturbogruppe ein Dampfkreislauf nachgeschaltet ist. 40

10. Verfahren zum Betrieb einer Gasturbogruppe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Abgase aus der ersten Turbine (4) ein Temperaturniveau aufweisen, welches oberhalb der Selbstzündungstemperatur des in der zweiten Brennkammer (5) verwendeten Brennstoffes (13) liegt. 45

50





Europäisches  
Patentamt

## EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung  
EP 94 10 3650

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betreff Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.CLS)
X A	US-A-2 468 461 (PRICE) * Spalte 2, Zeile 37 - Spalte 8, Zeile 13; Abbildungen 1-4 *	1-4 5,7,8,10	F02C6/00 F23R3/28
X	CH-A-273 506 (ROLLS - ROYCE) * das ganze Dokument *	1-4	
X A	CH-A-211 540 (JENDRASSIK) * Seite 4, Spalte 2, Absatz 2 - Seite 6, Spalte 2, Absatz 1; Abbildung 2 *	1-5 8,10	
A	CH-A-589 791 (PEREDI) * das ganze Dokument *	1-4	
A	US-A-3 315 467 (DE WITT) * das ganze Dokument *	1,3-6,10	
A	DE-A-35 00 447 (WEBER)  * Seite 5, Zeile 70 - Seite 5, Zeile 97; Abbildung 1 *	1-4,6-8, 10	
A	DE-C-10 74 326 (SIEMENS - SCHUKERTWERKE) * das ganze Dokument *	1,9	F02C F23R
A	FR-A-1 006 682 (RATEAU + ANXIONNAZ)		
A	WO-A-80 01591 (JAHNIG)		
A	FR-A-2 392 231 (INSTITUT FRANCAIS DU PETROLE)		
A	CH-A-230 961 (MAN)		
D,A	EP-A-0 321 809 (BBC)		
D,A	DE-A-27 02 440 (BORSIG)		
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Rechercheort	Abschlußdatum der Recherche	Prüfer	
DEN HAAG	13. Juli 1994	Iverus, D	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE			
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze		
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist		
A : technologischer Hintergrund	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument		
O : nichtschriftliche Offenbarung	I : aus anders Gründen angeführtes Dokument		
P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument		